

УДК 621.9.62-229.31.001.2

І.Б. Гевко, к.т.н., доц.

О.П. Кочубинська, студ.

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ГВИНТОВИХ ЗАТИСКНИХ ПАТРОНІВ

Наведено опис конструкцій і принцип роботи гвинтових затискних пристроїв при базуванні по внутрішньому діаметру. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних і силових параметрів цих пристроїв в залежності від параметрів гвинтових затискних елементів і привода.

Вступ. В технологічному обладнанні та металорізальних верстатах для затиску пруткових та трубчастих заготовок використовують кулачкові, цангові і гідропластичні патрони та оправки, які не в повній мірі забезпечують надійність затиску відповідних заготовок.

Одним із шляхів зменшення деформацій затиску тонкостінних втулок при їх механічному обробленні є використання затискних патронів, оснащених гвинтовими пружними затискними елементами.

Питанням проектування таких пристроїв присвячені праці М.Л. Орлікова, Ю.М. Кузнєцова, А.С. Панкова, В.Ф. Мальцева, В.Г. Кушика, І.С. Геніка [1, 2, 3, 4] та ін. Однак цілий ряд питань залишається невирішеним.

Дослідження проводилися згідно з координаційним планом Державної науково-технічної програми Міністерства освіти і науки України за напрямком "Високоєфективні технологічні процеси в машинобудуванні" на 2002–2006 рр.

Метою роботи є розрахунок конструктивних параметрів стендового обладнання для дослідження затискних пристроїв з гвинтовими елементами.

Викладення основної частини. На рис. 1 представлена конструкція шнекового патрона з пневматичним приводом, який виконано у вигляді циліндричного корпусу 1 з внутрішнім наскрізним отвором 2, в який, з можливістю осьового переміщення, встановлено повідок 3. Правий різьбовий кінець 4

поводка жорстко під'єднаний до пневматичного привода з можливістю осьового переміщення (на кресленні не показано).

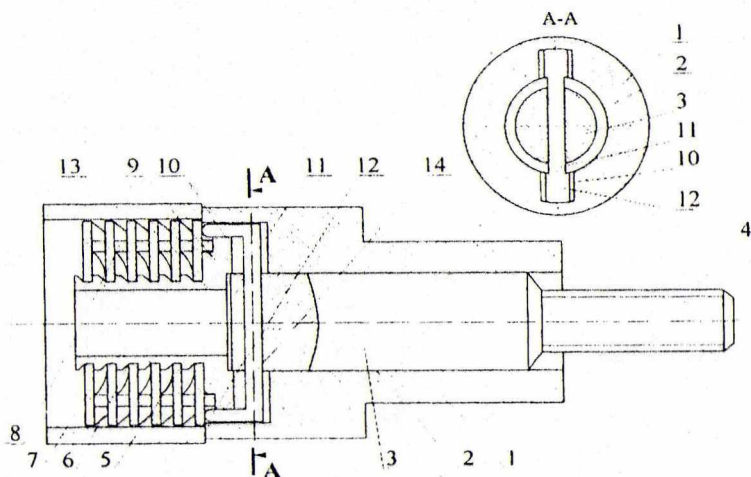


Рис. 1. Шнековий патрон з пневматичним приводом

На лівому кінці 5 циліндричного корпусу 1 на зовнішньому діаметрі виконана гвинтова канавка 6 конусної форми, в яку встановлена гвинтова затискна спіраль 7.

Упорна спіраль 8 є у взаємодії з гвинтовою затискною спіраллю 7 по всій довжині і встановлюється на циліндричний виступ 9 лівого кінця циліндричного корпусу.

Причому ширина і відповідно зовнішній діаметр упорної спіралі 8 є значно менші відповідних параметрів гвинтової затискної спіралі 7.

Місце контакту упорної 8 і гвинтової затискної спіралей наближене до зовнішнього діаметра затискної спіралі. Остання внутрішнім діаметром встановлена у гвинтову канавку 6 лівого кінця циліндричного корпусу 1 з кроком, рівним кроку і товщині витків упорної спіралі.

Крім цього, за упорною спіраллю виконано наскрізний паз 10, в який, з можливістю осьового переміщення, встановлено П-подібний віджим 11. Останній жорстко встановлено у тіло

повідка 3 перпендикулярно до його осі, а його ліві виступи 12 взаємодіють з правим витком гвинтової затискної спіралі 7. Крім цього, правий торець заготовки 13 взаємодіє з виступом 14 циліндричного корпусу 1. Витки гвинтової затискної спіралі 7 по зовнішньому діаметру виконані по радіусу, рівному половині товщини спіралі.

Робота шнекового патрона з пневматичним приводом здійснюється з його встановлення на шпиндель вертикально-свердлильного, токарного або іншого верстатів. При цьому поводок 3 різьбовим кінцем 4 жорстко кріпиться до пневматичного привода, а зовнішній діаметр гвинтової затискної спіралі 7 є більшим внутрішнього діаметра заготовок 13 на 0,2...0,5 мм. Після цього за допомогою пневматичного привода (на кресленні не показано) поводок 3 всередині корпусу 1 переміщується вліво. В цей час П-подібний віджим 11 своїми лівими виступами 12 є у взаємодії з правим витком гвинтової затискної спіралі 7 і діє на гвинтову затискну спіраль 7 та згинає її, тим самим зменшуючи її зовнішній діаметр. В цей час заготовку 13 встановлюють на затискну спіраль до виступу 14, після чого поводок 3 пневматичного циліндра переміщується вправо і здійснює затиск заготовки 13 при точному базуванні.

Процес затиску забезпечується за умови, що діаметр гвинтової затискної спіралі 7 у вертикальному положенні є більшим внутрішнього діаметра заготовки 13.

Після затиску заготовки 13 здійснюють відповідний технологічний процес її оброблення, з закінченням якого пневматичний привод і поводок 3 переміщують вліво і П-подібний віджим 11 своїми лівими виступами 12 діє на гвинтову затискну спіраль 7 і упорну спіраль 8 і згинають гвинтову затискну спіраль 7. При цьому остання зменшується в діаметрі, і в цей час оброблювана заготовка знімається з робочої позиції і на її місце встановлюється інша.

З метою збільшення радіального ходу гвинтова затискна спіраль 7 переміщується по гвинтовій канавці 6 конусної форми, що сприяє збільшенню зовнішнього діаметра.

З метою зменшення зусилля затиску в гвинтовій затискній спіралі 7 можна виготовити радіальні пази зі стороною, більшою

діаметра спіралі, але значно меншою ширини виступів П-подібного віджима 11.

В разі необхідності права частина циліндричного корпусу 1, яка взаємодіє зі шпинделем верстата, може бути виконана у вигляді конуса Морзе.

На рис. 2 представлена конструкція цангового гвинтового патрона, який за конструкцією аналогічний до попереднього.

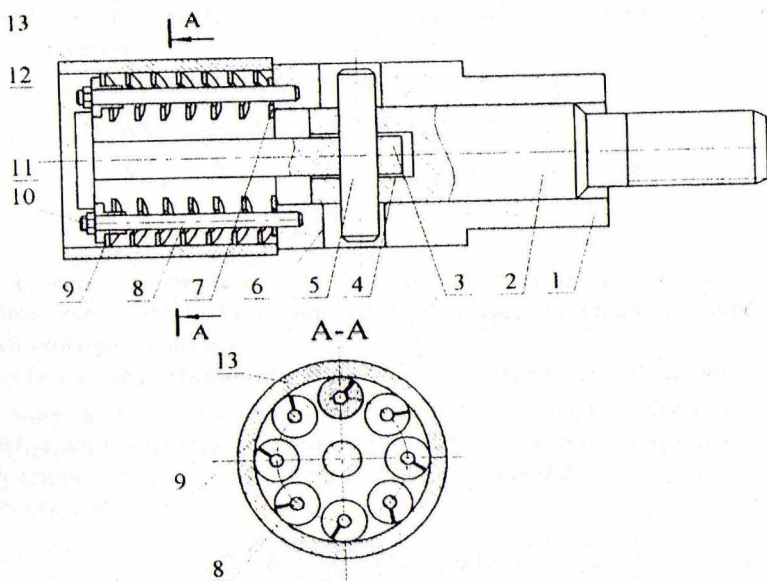


Рис. 2. Цанговий гвинтовий патрон:

- 1 – корпус; 2 – поводок; 3 – тяга; 4 – глухий отвір; 5 – палець;
6 – осевий паз; 7 – торець циліндричного корпусу; 8 – шпилька;
9 – спіралі; 10 – гайки; 11 – втулки; 12 – грибок T подібної тяги

З торця 7 циліндричного корпусу 1 рівномірно по колу жорстко встановлені шпильки 8, осі яких є паралельними до осі цього циліндричного корпусу. На шпильках встановлені гвинтові спіралі 9, які підтиснуті гайками 10 через втулки з виступами 11 з можливістю осевого переміщення. Причому зовнішні діаметри виступів втулок 11 є менші зовнішніх

діаметрів гвинтових спіралей 9. Торці виступів втулок є у взаємодії з внутрішнім торцем грибка 12 грибокподібної тяги 3. Крім цього, гвинтові спіралі зовнішніми діаметрами взаємодіють з циліндричними заготовками 13 при затиску по внутрішньому діаметру. Можливий варіант затиску по зовнішньому діаметру.

Визначено величину компенсації зазору між зовнішнім краєм гвинтового елемента (ГЕ) та внутрішньою поверхнею затискуваної тонкостінної заготовки:

$$\Delta_h = \sqrt{2(1 - \cos \varepsilon)} \left[\left| \rho_h \right| \cos(\varepsilon/2 + \alpha) + (r_0 + B) \sin(\alpha - \varepsilon/2) \right], \quad (1)$$

де Δ_h – величина максимального зазору між ГЕ у zdeформованому стані та внутрішньою поверхнею заготовки, що затискається; ε – кут повороту поперечного перерізу витка гвинтового затискного елемента в поздовжній площині.

Встановлено залежність між приростом кута закручування $d\varphi$ та зміною радіуса dR_0 :

$$d\varphi = -\pi\varphi_l \left(\frac{4\varphi_l^2 D_0}{Z_l} + \frac{\pi(D - \psi^2 d)}{T \cdot (\psi^2 - 1)} \right) dR_0 / \frac{4\pi\varphi_l D_0^2}{Z_l} + T, \quad (2)$$

де D_0 – діаметр нейтрального перерізу; Z_l – біжуча довжина гвинтової лінії; φ_l – кутовий параметр спіралі для довжини L_{cn} ; D – зовнішній діаметр спіралі; d – внутрішній діаметр спіралі; ψ – коефіцієнт нерівномірності витягування; T – крок гвинтового затискного елемента.

Розглянуто напружено-деформований стан гвинтового затискного елемента при прикладенні крутного моменту до його торців. Під час виконання технологічного процесу затискання тонкостінної заготовки по її внутрішньому діаметру забезпечується збільшення зовнішнього радіуса на задану величину технологічного зазору.

Отримано залежності між приростами кута закручування $\Delta\varphi$ та довжини гвинтового елемента ΔL_{cn} :

$$\overline{\Delta L_{cn}} = \Delta\alpha \cos \alpha; \quad (3)$$

$$\Delta\varphi = -\frac{\Delta\alpha \sin \alpha}{\bar{R}_0} - \frac{\Delta\bar{R}_0 \cos \alpha}{\bar{R}_0^2}, \quad (4)$$

де M_1 – крутний момент, прикладений до витка у площині, перпендикулярній до осьової лінії витка; M_x – згинний момент, що згинає виток у площині, де вимірюється кривина Ω_x ;

$J_p = V^3 H \zeta$ – момент інерції перерізу крученню; $J_x = \frac{B^3 H}{12}$ – момент інерції перерізу згину; E і G – відповідно модулі пружності матеріалу гвинтового елемента розтягу та зсуву.

Визначено зміну параметрів гвинтового елемента під час навантаження:

$$\left. \begin{aligned} \Delta \alpha &= \bar{R}_0 (\Delta \Omega_1 - \Delta \Omega_3 \operatorname{tg} \alpha); \\ \Delta \bar{R}_0 &= -\bar{R}_0^2 \Delta \Omega_3 (1 - \operatorname{tg}^2 \alpha) - 2 \bar{R}_0^2 \Delta \Omega_1 \operatorname{tg} \alpha; \\ \Delta \bar{L}_{cn0} &= \bar{R}_0 \cos \alpha (\Delta \Omega_1 - \Delta \Omega_3 \operatorname{tg} \alpha); \\ \Delta \varphi &= \Delta \Omega_1 \sin \alpha + \frac{\Delta \Omega_3}{2 \cos \alpha}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

В процесі затискання заготовки по внутрішньому діаметру забезпечено збільшення зовнішнього радіуса на задану величину технологічного зазору.

Це еквівалентно збільшенню радіуса серединної поверхні R_0 на таку ж величину. Тому рівняння (6) пов'язує зміну радіуса нейтрального перерізу гвинтового елемента із зміною кривини та кручення, які, у свою чергу, лінійно залежать від крутного моменту M :

$$M = -\Delta R_0 / R_0^2 \left(\frac{\cos \alpha}{E J_x} (1 - \operatorname{tg}^2 \alpha) + \frac{2 \sin \alpha}{G J_p} \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (6)$$

Отримано загальну умову закріплення заготовки:

$$\Delta r_n^L \leq \Delta r_p^L \quad \text{або}$$

$$M \geq \frac{\Delta_n^L \cos \alpha^L}{(2 \sin^2 \alpha^L / G I_k^L + \cos 2 \alpha^L / E I^L) (r_0^L + r_1^L)^2}, \quad (7)$$

де Δ_n^L – величина початкового зазору.

Індекс L вказує на те, що розрахунки проводяться для затиску тонкостінної заготовки за внутрішньою поверхнею.

Загальна умова фрикційної взаємодії гвинтового затискного елемента з опорними елементами по всій довжині спіралі:

$$M_p = k_z \sum_{n=1}^m \left[\frac{l_n^h H f^h E J_n \delta_n^h}{2 \cos \beta_h (|\vec{r}_0| + |\vec{r}_1|_n)^3} \right], \quad (8)$$

де M_p – момент від сил механічного сбриблення опорного елемента; k_z – коефіцієнт запасу; δ_n^h – величина натягу зовнішнього периферійного краю ГЕ на n -ій ділянці; J_n – момент інерції перерізу гвинтової стрічки відносно осі гвинтового елемента; $|\vec{r}_1|_n$ – радіус-вектор функції висоти профілю на n -ій ділянці; f^h – коефіцієнт тертя поверхні гвинтової ділянки за зовнішнім краєм.

$$P_m = \frac{H \cdot B^2 \cdot n \cdot [\sigma]_k}{3 \cdot f^h \cdot D_0}, \quad (9)$$

де $[\sigma]_k$ – допустимі напруження витка на згин; n – кількість витків гвинтового елемента.

Встановлено, що осьова складова сили затиску за малими значеннями кута α незначна, тому її значенням у розрахунках можна нехтувати.

Залежність (9) показує, що величина сили затиску прямо пропорційна зміні геометричних параметрів гвинтового затискного елемента.

Висновки.

1. Розроблені нові типи конструкції затискних патронів з використанням гвинтових затискних елементів і пневмопривода з розширеним діапазоном затиску.

2. Виведені аналітичні залежності для визначення конструктивних та технологічних параметрів гвинтових затискних пристроїв в залежності від параметрів гвинтових заготовок приростом кута закручування та зміни радіуса.

3. Розглянуто напружено-деформований стан гвинтового затискного елемента при прикладанні крутного моменту до його торців. Виведена загальна умова фрикційної взаємодії гвинтовими елементами по всій довжині спіралі.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Орликов М.Л., Кузнецов Ю.Н. Проектирование зажимных механизмов автоматизированных станков. – М.: Машиностроение, 1977. – 141 с.
2. Кузнецов Ю.И., Вацев А.А., Серов С.П., Цыренков А.Й. Самонастраивающиеся зажимные механизмы: Справочник. – К.: Техника; София: Гос. изд-во "Техника", 1988. – 222 с.
3. Кушик В.Г. Широкодіапазонні цангові патрони токарних горизонтальних багатошпindelних автоматів // Вісник Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя. – Том 4. – Тернопіль, 1999.
4. Генік І.Г. Теоретичне обґрунтування параметрів гвинтових затискних пристроїв металорізальних верстатів: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Тернопіль, 2006. – 20 с.
5. Пат. № 16499, Україна. Шнековий патрон з пневматичним приводом / І.Б. Гевко, В.В. Васильків, О.П. Кочубинська. – Бюл. № 8. – 2006.
6. Пат. № 17465, Україна. Цанговий гвинтовий патрон / О.П. Кочубинська, В.В. Васильків. – Бюл. № 9. – 2006.

ГЕВКО Іван Богданович – кандидат технічних наук, доцент Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– технологія машинобудування.

КОЧУБИНСЬКА Олена Павливна – студентка Тернопільського державного технічного університету імені Івана Пулюя.

Наукові інтереси:

– технологія машинобудування

Подано 15.11.2006